



19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

12 **Offenlegungsschrift**
10 **DE 199 25 794 A 1**

51 Int. Cl. 7:
B 60 T 8/34
B 60 T 8/32
B 60 T 8/58

21 Aktenzeichen: 199 25 794.9
22 Anmeldetag: 5. 6. 1999
43 Offenlegungstag: 7. 12. 2000

DE 199 25 794 A 1

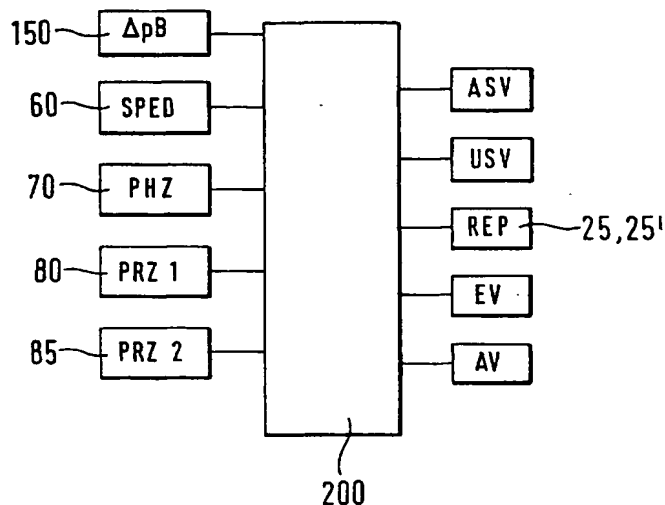
71 Anmelder:
Robert Bosch GmbH, 70469 Stuttgart, DE

72 Erfinder:
Pueschel, Helmut, 71672 Marbach, DE; Schmidt, .
Hanniel, 76307 Karlsbad, DE; Wiss, Helmut, 71696
Möglingen, DE

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

54 Bremsdruck-Steuereinrichtung und Verfahren zur Aktivierung und Deaktivierung einer hydraulischen Bremskraftverstärkung

57 Bremsdruck-Steuereinrichtung, insbesondere für ein Straßenfahrzeug,
- mit einem pneumatischen Bremskraftverstärker,
- welcher wenigstens zwei voneinander trennbare Kammern aufweist,
- von denen wenigstens eine als Niederdruckkammer und wenigstens eine andere als Arbeitskammer betreibbar ist,
- mit einem Hauptbremszylinder, in dem über dem pneumatischen Bremskraftverstärker ein Hauptzylinderdruck erzeugbar ist, und
- mit einem Hydroaggregat, welches zwischen den Hauptzylinder und wenigstens einen Radbremszylinder wenigstens eines Rades geschaltet ist,
- wobei das Hydroaggregat eine Anordnung von schaltbaren Ventilen sowie eine Pumpe aufweist, und
- mittels des Hydroaggregats eine hydraulische Verstärkung des Bremsdrucks erzielbar ist, wobei mit Hilfe des Hydroaggregats in dem wenigstens einen Radbremszylinder ein Radbremszylinder-Druck erzeugbar ist, welcher höher ist als der Hauptzylinderdruck, wobei
ein Ansteuerpunkt, bei welchem das Hydroaggregat zur Verstärkung des Bremsdrucks aktiviert wird, unter Berücksichtigung der zeitlichen Ableitung des Hauptzylinderdrucks, des Differenzdrucks zwischen dem Druck in der Arbeitskammer und dem Umgebungsdruck im Falle eines unbetätigten Bremspedals sowie der zeitlichen Ableitung des Differenzdrucks zwischen dem Druck in der Arbeitskammer und dem Umgebungsdruck ermittelt wird.



DE 199 25 794 A 1

Beschreibung

Die vorliegende Erfindung betrifft eine Bremsdruck-Steuereinrichtung nach dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1 sowie ein Verfahren zur Aktivierung und Deaktivierung einer hydraulischen Bremskraftverstärkung nach dem Oberbegriff des Patentanspruchs 8.

Aus der GB 2,281,364 A ist eine Bremsdruck-Steuereinrichtung für eine hydraulische Zweikreis-Bremsanlage mit einem pneumatischen Bremskraftverstärker bekannt. Für jeden Bremskreis ist eine Anordnung von Ventilen sowie eine Rückförderpumpe vorgesehen. Des weiteren ist eine elektronische Steuereinheit vorhanden, die aus einer Verarbeitung von Sensorsignalen, welche die Information über die Art der Betätigung des Bremspedals beinhalten, Signale zur Ansteuerung von Umschaltventilen, Vorlade-Steuerventilen, Ein- und Auslaßventilen sowie der Rückförderpumpen erzeugt. Ein in dieser Schrift offenkundiger pneumatischer Bremskraftverstärker umfaßt zwei, durch ein Ventil voneinander trennbare Kammern, von denen eine als Niederdruckkammer und die andere als Arbeits- oder Antriebskammer betrieben werden. Gemäß dieser Schrift ist weiterhin ein Aussteuerventil vorgesehen, mit dem die Arbeitskammer des Bremskraftverstärkers belüftbar ist. Ziel der in dieser Schrift beschriebenen Bremsdruck-Steuereinrichtung ist es, auch bei einer selbsttätig gesteuerten Vollbremsung höchstmögliche Werte für die Fahrzeugverzögerung zu gewährleisten. Eine derartig selbsttätig gesteuerte Vollbremsung ist mittlerweile auch unter der Bezeichnung "Bremsassistent" bekannt geworden. Die Erzeugung der für die selbsttätige Vollbremsung benötigten Bremsdrücke erfolgt unter Zuhilfenahme der Ventilanordnung und der Rückförderpumpen, also durch geeignete Ansteuerung der nachfolgend als Hydroaggregat bezeichneten Baueinheit.

Gemäß der weiteren Offenbarung der GB 2,281,364 A erfolgt eine Zielbremsung, d. h. ein Bremsvorgang im normalen, vom Fahrer kontrollierten Verkehrsgeschehen ohne die Unterstützung des Hydroaggregats. In diesem im normalen Verkehrsgeschehen jedoch überwiegend auftretenden Fall erfolgt die Bremskraftverstärkung demnach allein durch den pneumatischen Bremskraftverstärker. Dieser muß dementsprechend zur Erreichung der maximalen erforderlichen Bremsdrücke ausgelegt sein. Nachteilig bei einem solchen pneumatischen Bremskraftverstärker ist dann vor allem seine Baugröße, die durch die zu erreichenden Bremsdrücke bestimmt ist. Weiterhin nachteilig bei dieser bekannten Anordnung ist, daß die Magnetventile der Ventilanordnung, insbesondere die Umschalt- und Vorlade-Steuerventile, für die vergleichsweise hohen Hauptzylinderdrücke ausgelegt sein müssen, die mit Hilfe eines solchen pneumatischen Bremskraftverstärkers erzeugbar sind. Bei heutigen Bremskraftverstärkern liegen diese Drücke in der Größenordnung von bis zu 250 bar.

In der DE 195 01 760 A1 sind ein Verfahren und eine Vorrichtung zur Steuerung eines ABS-ASR-Systems beschrieben, mit denen es möglich ist, den Vakuum-Bremskraft-Verstärker ganz oder teilweise durch eine hydraulische Bremskraftverstärkung zu ersetzen. Die hydraulische Bremskraftverstärkung erfolgt durch eine gezielte Ansteuerung der Ventilanordnung und der Rückförderpumpen. Ein vollständiger Ersatz des pneumatischen Bremskraftverstärkers hat jedoch zur Folge, daß bei jedem Bremsvorgang, bei dem in den Radzylindern ein erhöhter oder verstärkter Bremsdruck erzeugt werden soll, die Rückförderpumpen der Bremsanlage in Betrieb genommen werden müssen. Dies hat den Nachteil, daß der Rückförderbetrieb zu Pedalpulsationen führen kann, die insbesondere bei niedrigen Pedalkräften als störend empfunden werden. Als weiteren

Punkt bietet eine ausschließlich auf hydraulischer Bremskraftverstärkung basierende Bremsanlage weniger Redundanz bei einem Ausfall oder Fehler im Hydroaggregat.

Aus der noch nicht veröffentlichten älteren Patentanmeldung 197 56 080 ist eine Bremsdruck-Steuereinrichtung bekannt, welche hinsichtlich der gegensätzlichen Anforderungen, möglichst hoher Komfort bei höchstmöglicher Sicherheit und möglichst geringem Bauraum, verbessert ist. Zu diesem Zwecke weist die dort beschriebene Vorrichtung einen pneumatischen Bremskraftverstärker auf, der derart ausgelegt ist, daß er seinen Aussteuerpunkt d. h., den Punkt, bei dem die Bremsdruckunterstützung mit Hilfe des pneumatischen Bremskraftverstärkers nicht weiter gesteigert werden kann, bei einem Hauptzylinderdruck von mehr als Null und weniger als 50 bar erreicht. Ein wesentlicher Unterschied zur Funktion des "Bremsassistenten" liegt hierbei darin, daß über einen weiten Betriebsbereich der Bremsanlage hinweg, d. h. möglichst alle Pedalstellungen des Bremspedals und damit für möglichst alle durch einen Fahrer des Fahrzeugs vorgegebene Steuerdrücke, eine weitgehend proportionale Abhängigkeit zwischen den Steuerdrücken und den Bremsdrücken in den Radbremszylindern vorliegt.

Es ist aus dieser Anmeldung ferner bekannt, Mittel zur Anzeige des Erreichens des Aussteuerpunktes des pneumatischen Bremskraftverstärkers vorzusehen. Diese Mittel können derart ausgestaltet sein, daß sie einen Differenzdruck zwischen der Arbeitskammer eines pneumatischen Bremskraftverstärkers und einem äußeren Umgebungsdruck bestimmen, und beim Unterschreiten eines Schwellenwertes ein Aussteuerpunkt darstellendes Kennzeichen erzeugen. Ein derartiges Verfahren liefert bei quasistatischen Bremsvorgängen sehr gute Ergebnisse. Es erweist sich jedoch, daß bei schnellem Anbremsen eine Aktivierung der hydraulischen Verstärkung unter Umständen relativ spät erfolgen kann, so daß beim Bremsen eine deutliche Widerstandsschwelle spürbar wird.

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es unter anderem ein Bremsverhalten zu ermöglichen, welches auch bei unterschiedlicher Anbremsdynamik (Pedalbetätigungsgeschwindigkeit) in optimaler Weise den Anforderungen an Pedalkomfort, Dosierbarkeit der Bremskraft und Sicherheit gerecht wird.

Diese Aufgabe wird gelöst durch eine Bremsdruck-Steuereinrichtung mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 sowie ein Verfahren zur Aktivierung und/oder Deaktivierung einer hydraulischen Bremskraftverstärkung mit den Merkmalen des Patentanspruchs 8. Daneben ergeben sich weitere Vorteile.

Die erfindungsgemäße Bremsdruck-Steuereinrichtung bzw. das erfindungsgemäße Verfahren ermöglichen eine optimale Ansteuerung einer hydraulischen Bremskraftverstärkung, so daß insbesondere auch bei schnellem Anbremsen eine Aktivierung der hydraulischen Bremskraftverstärkung rechtzeitig erfolgt, so daß Komforteinbußen bzw. Sicherheitseinbußen wirksam vermieden werden können. Durch Berücksichtigung der zeitlichen Ableitung des Hauptzylinderdrucks und des Differenzdrucks zwischen dem Druck in der Arbeitskammer oder der Unterdruckkammer des Bremskraftverstärkers und dem Umgebungsdruck ist ein optimaler Einsatz einer hydraulischen Bremskraftverstärkung mittels eines Hydroaggregats, ohne Zugeständnisse an den Fahrkomfort, erzielbar. Die erfindungsgemäße Steuerung wird in optimaler Weise den Anforderungen an Pedalkomfort, Dosierbarkeit der Bremskraft und Sicherheit gerecht, und ermöglicht darüber hinaus, daß alternativ zu einer Auswertung des Differenzdruckes zwischen der Arbeitskammer eines Bremskraftverstärkers und einem äußeren Umgebungs-

druck der Differenzdruck zwischen der Niederdruckkammer eines Bremskraftverstärkers und einem äußeren Umgebungsdruck ausgewertet wird. Für den Fall, daß der Differenzdruck zwischen der Niederdruckkammer des Bremskraftverstärkers und einem äußeren Umgebungsdruck gemessen wird, jedoch der Druck in der Arbeitskammer des Bremskraftverstärkers während der Bremsbetätigung nicht durch ein Meßsignal erfaßt wird, kann der Druck in der Arbeitskammer des Bremskraftverstärkers beispielsweise unter Berücksichtigung des Differenzdrucks zwischen der Niederdruckkammer und dem Umgebungsdruck, dem Hauptzylinderdruck, den zeitlichen Ableitungen des Hauptzylinderdruckes, der Bremsdauer und den Zeitintervallen der Bremsdauer berechnet werden.

Vorteilhafte Ausgestaltungen der erfindungsgemäßen Bremsdruck-Steuereinrichtung bzw. des erfindungsgemäßen Verfahrens sind Gegenstand der Unteransprüche und/oder werden in der Beschreibung genannt.

Es ist vorteilhaft, daß der Ansteuerpunkt, bei welchem das Hydroaggregat aktiviert und/oder deaktiviert wird, unter Berücksichtigung des Differenzdrucks zwischen dem Druck in der Arbeitskammer oder dem Druck in der Unterdruckkammer und dem Umgebungsdruck bei unbetätigtem Bremspedal ermittelt wird. Insbesondere die Berücksichtigung eines derartigen Differenzdrucks bei unbetätigtem Bremspedal ist relativ einfach festzustellen und führt zu guten Ergebnissen.

Es ist ferner vorteilhaft, daß der Ansteuerpunkt, bei welchem das Hydroaggregat aktiviert und/oder deaktiviert wird, unter Berücksichtigung der zeitlichen Ableitung des Hauptzylinderdrucks, des Differenzdrucks zwischen dem Druck in der Arbeitskammer und dem Umgebungsdruck bei unbetätigtem Bremspedal, sowie der zeitlichen Ableitung des Differenzdrucks zwischen dem Druck in der Arbeitskammer und dem Umgebungsdruck ermittelt wird. Unter Berücksichtigung der genannten Parameter sind in einfacher Weise gute Meßergebnisse erzielbar. Es ist gemäß einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung ferner möglich, daß der Ansteuerpunkt, bei welchem das Hydroaggregat aktiviert und/oder deaktiviert wird, zusätzlich zur Berücksichtigung der zeitlichen Ableitung des Hauptbremszylinderdrucks und des Differenzdrucks zwischen dem Druck in der Arbeitskammer und dem Umgebungsdruck bei unbetätigtem Bremspedal unter Berücksichtigung einer berechneten zeitlichen Ableitung des Differenzdrucks zwischen dem Druck in der Arbeitskammer und dem Umgebungsdruck als Kenntnis der Vakuumverstärker-Charakteristik, der zeitlichen Ableitung, der Bremsdauer und des Differenzdrucks ermittelt wird.

Gemäß einer vorteilhaften Ausgestaltung der erfindungsgemäßen Bremsdruck-Steuereinrichtung bzw. des erfindungsgemäßen Verfahrens wird der Ansteuerpunkt zur Aktivierung des Hydroaggregats bei Verwendung des Differenzdrucks zwischen dem Druck in der Arbeitskammer und dem Umgebungs- bzw. Atmosphärendruck als Hauptzylinderdruck-Schwellenwert gemäß einer Formel (1) der Form

$$p_{HZ, \text{Schwell}} = p_{HZ1} - k_1 \cdot (d p_{HZ}/dt) + k_2 \cdot \Delta p_{B0} - k_3 \cdot f(\Delta p_B, d\Delta p_B/dt);$$

und bei Verwendung des Differenzdrucks zwischen dem Druck in der Unterdruckkammer und dem Umgebungsdruck als Hauptzylinderdruck-Schwellenwert gemäß einer Formel (2) der Form

$$p_{HZ, \text{Schwell}} = p_{HZ1} - k_1 \cdot (d p_{HZ}/dt) + k_2 \cdot \Delta p_{B0} - k_3 \cdot f(p_{HZ}, d p_{HZ}/dt, t_{\text{Brems}}, \Delta t_{\text{Brems}});$$

ermittelt, wobei p_{HZ1} , k_1 , k_2 und k_3 zu ermittelnde Systemkonstanten sind und $f(\Delta p_B, d\Delta p_B/dt)$, $f(p_{HZ}, d p_{HZ}/dt, t_{\text{Brems}}, \Delta t_{\text{Brems}})$ Systemfunktionen sind. Die zu ermittelten Konstanten bzw. Parameter sowie die Systemfunktionen werden zweckmäßigerweise im Rahmen von Fahrversuchen und/oder Simulationen ermittelt.

Man erkennt anhand der angegebenen Formeln, daß die hydraulische Verstärkung in Abhängigkeit der Anbremsdynamik und der potentiellen Kapazität des pneumatischen Bremskraftverstärkers (Booster-Kapazität) erfolgt. Bei schnellem Anbremsen wird die Aktivierung der hydraulischen Verstärkung früher erfolgen als bei quasistatischer Bremspedalbetätigung. Die dynamischen Anteile der Gleichung weisen daher ein negatives Vorzeichen auf. Bei Anwendung des angegebenen Verfahrens kann auf die Angabe eines konkreten Aussteuerpunktes eines pneumatischen Bremskraftverstärkers sowie auf eine Sensierung des Druckregel-Ventilhubs verzichtet werden.

Bei quasistatischer Bremspedalbetätigung kann der Ansteuerpunkt des Bremskraftverstärkers im Grenzfall erreicht werden. Dies hängt damit zusammen, daß der Differenzdruck zwischen dem Arbeitskammerdruck und dem Umgebungsdruck eine Funktion des Stangenweges und der Betätigungsgeschwindigkeit des Bremspedals ist.

Es ist weiter vorteilhaft, daß der Ansteuerpunkt des Hauptzylinderdruck-Schwellenwertes für die Deaktivierung gemäß einer Formel (3) der Form

$$p_{HZ, \text{Schwell}} = p_{HZ2} - k_4 \cdot (d p_{HZ}/dt) + k_5 \cdot \Delta p_{B0}$$

ermittelt wird, wobei p_{HZ2} , k_4 , k_5 wiederum Systemkonstanten darstellen. Die Ermittlung der Konstanten k_4 , k_5 erfolgt zweckmäßigerweise wiederum mittels Fahrversuchen oder Simulationen.

Zweckmäßigerweise entspricht der Hauptzylinderdruck-Schwellenwert für die Aktivierung des Hydroaggregats demjenigen für die Deaktivierung des Hydroaggregats.

Die Erfindung wird nun anhand der beigefügten Zeichnung erläutert. In dieser zeigt

Fig. 1 ein schematisches Schaltbild einer möglichen Bremsanlage, von der die vorliegende Erfindung beispielsweise ausgeht.

Fig. 2 eine Prinzipdarstellung einer Steuereinheit,

Fig. 3a einen pneumatischen Bremskraftverstärker mit einem Sensor zur Differenzdruckmessung zwischen der Arbeitskammer des Bremskraftverstärkers und der Umgebung,

Fig. 3b einen pneumatischen Bremskraftverstärker mit einem Sensor zur Differenzdruckmessung zwischen der Vakuumkammer bzw. der Niederdruckkammer bzw. der Unterdruckkammer des Bremskraftverstärkers und der Umgebung,

Fig. 4 eine Kennlinie zur Darstellung der Druckdifferenz zwischen Umgebung und Arbeitskammer des Bremskraftverstärkers in Abhängigkeit vom Druckstangenweg beim Bremsen, und

Fig. 5 eine Kennlinie zur Darstellung der Druckdifferenz in Abhängigkeit von der Zeit beim Anbremsvorgang.

Fig. 1 zeigt eine aus der DE 195 01 7690 A1 und der DE 197 56 080 bekannte schematische Darstellung einer Bremsdruck-Steuereinrichtung. Mit 10, 11, 12 und 13 sind Radbremszylinder jeweils eines Rades eines Kraftfahrzeugs bezeichnet. Die Radbremszylinder 10 und 11 gehören zu einem ersten und die Radbremszylinder 12 und 13 zu einem zweiten Bremskreis. Mit 40 ist ein Bremspedal bezeichnet, über das in Verbindung mit einem pneumatischen Bremskraftverstärker 14 in bekannter Weise Druck in einem Hauptbremszylinder 16 erzeugbar ist. Der Hauptbremszylinder 16 ist in bekannter Weise mit einem Bremsflüssig-

keitsbehälter 15 verbunden. Zwischen den Hauptbremszylinder 16 und die Radbremszylinder 10 bis 13 ist ein Hydroaggregat 17 geschaltet, das eine Anordnung von Ventilen sowie in diesem Fall zwei Rückförderpumpen 25, 25' umfaßt. Die Anordnung von Ventilen umfaßt in bekannter Weise für jeden Bremskreis ein Umschaltventil USV1, USV2, ein Vorlade- oder Ansaugventil ASV1, ASV2 sowie für jeden Radbremszylinder ein Einlaßventil EV und ein Auslaßventil AV. Die Bezeichnungen HL, HR, VL und VR in Verbindung mit den Einlaß- und Auslaßventilen EV und AV geben die hier beispielhaft angenommene Position des jeweiligen Radbremszylinders an dem Kraftfahrzeug an. So bedeuten HL hinten links, VL vorne links, HR hinten rechts und VR vorne rechts. Weiterhin umfaßt das Hydroaggregat 17 Speichereinrichtungen 30, 30', 35, 35', die in bekannter Weise zur Aufnahme von Bremsflüssigkeit dienen. Des weiteren sind ebenfalls in bekannter Weise mehrere Rückschlagventile wie beispielsweise die Ventile 20, 20' vorgesehen. Die Funktionsweise des so beschriebenen Hydroaggregats 17 ist aus der DE 195 01 760 A1 bekannt, so daß auf eine ausführliche Erläuterung hier verzichtet werden kann. Zusammenfassend sei gesagt, daß durch geeignete Ansteuerung der Umschaltventile USV1, USV2 der Ansaug- oder Vorladeventile ASV1, ASV2 sowie der Rückförderpumpen 25, 25' und der Ein- und Auslaßventile sowohl ein Druckaufbau, als auch ein Druckabbau, sowie ein Zustand des Druckhaltens in den Radbremszylindern 10 bis 13 erzeugbar ist. Dabei kann mit Hilfe der Pumpen 25, 25' in den Radbremszylindern 10 bis 13 ein höherer Druck erzeugt werden als im Hauptbremszylinder 16 vorliegt. Mit 60 ist ein Sensor bezeichnet, der eine Information über die Pedalstellung des Bremspedals erzeugt. Mit 70 ist ein Sensor bezeichnet, mit dem eine Information bezüglich des Bremsdrucks p_{H2} im Hauptzylinder 1 erzeugbar ist. Mit 80 und 85 sind Sensoren bezeichnet, mit denen Informationen über die Bremsdrücke in den Radbremszylindern 11 und 12 erzeugbar sind. Mit 50 ist des weiteren ein Bremslichtschalter bezeichnet.

Fig. 2 zeigt eine schematische Darstellung einer Steuereinheit 200 zur Ansteuerung der Ventile und der Rückförderpumpen 25, 25' des Hydroaggregats 17. Eingangssignale sind der Steuereinheit 200 die Signale der Sensoren 6, 70, 80 und 85 zugeführt. Weiterhin erhält die Steuereinheit 200 den Wert Δp_B mittels Druckdifferenz-Bestimmungsmitteln 150, wie weiter unten im einzelnen erläutert wird. In der Steuereinheit 200 werden die Eingangssignale und daraus gebildete Werte beispielsweise in Form der oben genannten und beschriebenen Formeln (1) und/oder (2) und/oder (3) je nach Anwendungsform verarbeitet bzw. verknüpft. Vergleichbare Verknüpfungen wie plus anstelle minus, usw. und ähnliche Formelformen sind naheliegend und ebenfalls möglich.

Fig. 3 (dargestellt durch die **Fig. 3a** und **3b**) zeigt einen pneumatischen Bremskraftverstärker 14. Er umfaßt zwei durch ein nicht dargestelltes Ventil voneinander getrennte Kammern 105 und 110, von denen in diesem Beispiel die Kammer 105 als Niederdruckkammer und die Kammer 110 als Arbeitskammer dient. Die beiden Kammern 105 und 110 sind durch einen beweglich gelagerten Arbeitskolben 115 in Verbindung mit einer Rollmembran 120 getrennt. Mit 125 ist eine Feder bezeichnet. Mit 135 ist eine Kolbenstange bezeichnet, die innerhalb eines Steuergehäuses 130 mit einem Ventil 140 verbunden ist. Auf ihrer dem Arbeitskolben 115 abgewandten Seite ist die Kolbenstange 135 mit dem hier nicht dargestellten Bremspedal 40 verbunden. Das Ventil 140 dient in bekannter Weise zur Belüftung der Arbeitskammer 110 des pneumatischen Bremskraftverstärkers bzw. des Boosters 14.

Gemäß dem in der **Fig. 3a** dargestellten Bremskraftver-

stärker ist die Arbeitskammer 110 mit einem Mittel 150 zur Bestimmung eines Differenzdrucks zwischen dem Umgebungsdruck und dem Druck in der Arbeitskammer 110 verbunden. Mit 145 ist ein Sensor zur Bestimmung des Umgebungsdrucks bezeichnet. Das Mittel 150 bestimmt den Differenzdruck zwischen dem Umgebungsdruck und dem Druck in der Arbeitskammer 110.

Gemäß dem in **Fig. 3b** dargestellten Bremskraftverstärker ist die Niederdruckkammer 105 mit einem Mittel 150 zur Bestimmung eines Differenzdrucks zwischen dem Umgebungsdruck und dem Druck in der Niederdruckkammer verbunden. Mit 145 ist wiederum ein Sensor zur Bestimmung des Umgebungsdrucks bezeichnet. Das Mittel 150 bestimmt den Differenzdruck zwischen dem Umgebungsdruck und dem Druck in der Niederdruckkammer 105.

Bei quasistatischer Bremspedalbetätigung kann der Aussteuerpunkt des Bremskraftverstärkers 14 im Grenzfall erreicht werden. Das hängt damit zusammen, daß der Differenzdruck $\Delta p_B = (p_{\text{Atmosphäre}} - p_{\text{Arbeitskammer}})$ eine Funktion des Stangenweges der Kolbenstange 135 und der Betätigungsgeschwindigkeit des Bremspedals 40 ist. Der Einfluß der Betätigungsgeschwindigkeit des Bremspedals auf den Differenzdruckverlauf ist in **Fig. 4** anhand zweier Kennlinien dargestellt. Die Kennlinie v_{stat} zeigt den Druckverlauf Δp_B bei quasistatischer Pedalbetätigung. Im Aussteuerpunkt AP des Bremskraftverstärkers bzw. Vakuum-Boosters 14 wird die Druckdifferenz Δp_B zu Null. Die (gestrichelte) Kennlinie v_{dyn} zeigt die Druckdifferenz Δp_B bei schnellem Anbremsen. Man erkennt, daß im Aussteuerpunkt AP noch eine deutliche Druckdifferenz Δp_B vorliegt. Das bedeutet, daß im Aussteuerpunkt die Vakuumverstärkung zu gering ist (bzw. nicht optimal ausgenutzt ist) und die hydraulische Verstärkung in diesem Fall früher einsetzen sollte. Mittels der in der Beschreibungseinleitung und den Ansprüchen erläuterten Formeln ist eine Ermittlung eines Hauptzylinderdruck-Schwellenwertes p_{H2} , bei welchem die hydraulische Aktivierung der Bremskraftverstärkung einsetzen soll, also die Ermittlung des Ansteuerpunktes, auf der Grundlage der zeitlichen Ableitung des Hauptzylinderdrucks (dp_{H2}/dt), der zeitlichen Ableitung des über die Mittel 150 festgestellten Differenzdrucks ($d(\Delta p_B)/dt$) und des Differenzdrucks Δp_{B0} bei nicht betätigtem Bremspedal durchführbar. Außerdem erfolgt eine Deaktivierung, wie bereits erläutert, in Abhängigkeit der zeitlichen Ableitung des Hauptzylinderdrucks und dem Differenzdruck bei nicht betätigtem Bremspedal.

In **Fig. 5** ist zur weiteren Erläuterung des Ansatzes der vorliegenden Erfindung die Druckdifferenz Δp_B beim Anbremsvorgang in Abhängigkeit von der Zeit dargestellt. Auch hier werden die verschiedenen Charakteristika des statischen bzw. dynamischen Anbremsvorgangs deutlich.

Anhand der **Fig. 4** und **5** ist zu erkennen, daß bei langsamem, sehr gefühlvollem Bremsen der Einsatz der hydraulischen Verstärkung knapp unterhalb des Bremskraftverstärker-Aussteuerpunktes AP einsetzt. Bei schnellem Anbremsen liegt die Aktivierung der hydraulischen Verstärkung weit unterhalb des Aussteuerpunktes.

Abhängig von der Anbremsdynamik und weiteren Randbedingungen erfolgt die hydraulische Verstärkung in der Praxis beispielsweise bei Drücken zwischen 5 und 50 bar.

Der Differenzdruck Δp_{B0} bei nicht betätigtem Bremspedal ist beispielsweise mittels eines (nicht im einzelnen dargestellten) Differenzdrucksensors überwachbar. Ein derartiger Differenzdrucksensor, mittels dessen das Verstärkungspotential des pneumatischen Bremskraftverstärkers überwacht werden kann, kann beispielsweise alle 20 Millisekunden die aktuellen Werte sensieren und auf die Steuervorrichtung 200 geben. Das nicht betätigte Bremspedal (Zustand

des nicht betätigten Bremspedals) ist beispielsweise durch den Bremslichtschalter erfassbar.

Im vorgestellten Ausführungsbeispiel werden die jeweiligen Drücke zur Bildung der unterschiedlichen Druckdifferenzen mittels Sensoren erfaßt. Dabei ist aber auch denkbar, den ein oder anderen Sensor, insbesondere alle Sensoren, durch bekannte Druckschätzverfahren zu ersetzen.

Patentansprüche

1. Bremsdruck-Steuereinrichtung, insbesondere für ein Straßenfahrzeug,

mit einem pneumatischen Bremskraftverstärker (14),

– welcher wenigstens zwei voneinander trennbare Kammern

– (105, 110) aufweist,

– von denen wenigstens eine als Niederdruckkammer (105) und wenigstens eine andere als Arbeitskammer (110) betreibbar ist,

– mit einem Hauptbremszylinder (16) in dem über dem pneumatischen Bremskraftverstärker (14) ein Hauptzylinderdruck (p_{HZ}) erzeugbar ist, und

– mit einem Hydroaggregat (17), welches zwischen den Hauptzylinder und wenigstens einen Radbremszylinder (10 bis 13) wenigstens eines Rades geschaltet ist,

– wobei das Hydroaggregat (17) eine Anordnung von schaltbaren Ventilen (ASV, USV, FV) sowie wenigstens eine Pumpe (25, 25') aufweist, und

– mittels des Hydroaggregats (17) eine hydraulische Verstärkung des Bremsdrucks erzielbar ist, wobei mit Hilfe des Hydroaggregats in dem wenigstens einen Radbremszylinder ein Radbremszylinder-Druck (p_{RZ}) erzeugbar ist, welcher höher ist als der Hauptzylinderdruck (p_{HZ}),

dadurch gekennzeichnet,

daß ein Ansteuerpunkt, bei welchem das Hydroaggregat (17) zur Verstärkung des Bremsdrucks aktiviert und/oder deaktiviert wird, unter Berücksichtigung der zeitlichen Ableitung ($d p_{HZ}/dt$) des Hauptzylinderdrucks und des Differenzdrucks (Δp_B) zwischen dem Druck in der Unterdruckkammer (105) und/oder der Arbeitskammer (110) und dem Umgebungsdruck ermittelbar ist.

2. Bremsdruck-Steuereinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß ein Ansteuerpunkt, bei welchem das Hydroaggregat aktiviert und/oder deaktiviert wird, unter Berücksichtigung des Differenzdrucks (Δp_{B0}) zwischen dem Druck in der Arbeitskammer (110) und/oder dem Druck in der Unterdruckkammer (105) und dem Umgebungsdruck bei unbetätigtem Bremspedal ermittelbar ist.

3. Bremsdruck-Steuereinrichtung nach einem der Ansprüche 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß ein Ansteuerpunkt, bei welchem das Hydroaggregat (17) aktiviert und/oder deaktiviert wird, unter Berücksichtigung der zeitlichen Ableitung ($d p_{HZ}/dt$) des Hauptzylinderdrucks, des Differenzdrucks (Δp_{B0}) zwischen dem Druck in der Arbeitskammer (110) und dem Umgebungsdruck bei unbetätigtem Bremspedal, sowie der zeitlichen Ableitung ($d \Delta p_B/dt$) des Differenzdrucks zwischen dem Druck in der Arbeitskammer und dem Umgebungsdruck ermittelbar ist.

4. Bremsdruck-Steuereinrichtung nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß ein Ansteuerpunkt, bei welchem das Hydroaggregat

aktiviert und/oder deaktiviert wird, zusätzlich zur Berücksichtigung der zeitlichen Ableitung ($d p_{HZ}/dt$) des Hauptbremszylinderdrucks und des Differenzdrucks (Δp_{B0}) zwischen dem Druck in der Arbeitskammer (110) und dem Umgebungsdruck bei unbetätigtem Bremspedal, unter Berücksichtigung einer berechneten zeitlichen Ableitung ($d \Delta p_B/dt$) des Differenzdrucks zwischen dem Druck in der Arbeitskammer (110) und dem Umgebungsdruck aus Kenntnis der Vakuumverstärker-Charakteristik, der zeitlichen Ableitung ($d p_{HZ}/dt$), der Bremsdauer (t) und des Differenzdrucks (Δp_{B0}) ermittelbar ist.

5. Bremsdruck-Steuereinrichtung nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Ansteuerpunkt zur Aktivierung des Hydroaggregats (17) bei Verwendung des Differenzdrucks zwischen dem Druck in der Arbeitskammer und dem Umgebungsdruck als Hauptzylinderdruck-Schwellenwert ($p_{HZ_Schwell}$) gemäß einer Formel der Form

$$p_{HZ_Schwell} = p_{HZ1} - k_1 \cdot (d p_{HZ}/dt) + k_2 \cdot \Delta p_{B0} - k_3 \cdot f(\Delta p_B, d \Delta p_B/dt),$$

und bei Verwendung des Differenzdrucks zwischen dem Druck in der Unterdruckkammer und dem Umgebungsdruck als Hauptzylinderdruck-Schwellenwert gemäß einer Formel der Form

$$p_{HZ_Schwell} = p_{HZ1} - k_1 \cdot (d p_{HZ}/dt) + k_2 \cdot \Delta p_{B0} - k_3 \cdot f(p_{HZ}, d p_{HZ}/dt, t_{Brems}, \Delta t_{Brems}),$$

ermittelt wird, wobei p_{HZ1} , k_1 , k_2 und k_3 zu ermittelnde Systemkonstanten sind und $f(\Delta p_B, d \Delta p_B/dt)$, $f(p_{HZ}, d p_{HZ}/dt, t_{Brems}, \Delta t_{Brems})$ Systemfunktionen sind.

6. Bremsdruck-Steuereinrichtung nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Ansteuerpunkt zur Deaktivierung des Hydroaggregats als Hauptzylinderdruck-Schwellenwert ($p_{HZ_Schwell}$) gemäß einer Formel der Form

$$p_{HZ_Schwell} = p_{HZ2} - k_4 \cdot (d p_{HZ}/dt) + k_5 \cdot \Delta p_{B0}$$

ermittelt wird, wobei (k_4 , k_5) Systemkonstanten darstellen.

7. Bremsdruck-Steuereinrichtung nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Hauptzylinderdruck-Schwellenwert für die Aktivierung des Hydroaggregats demjenigen für die Deaktivierung entspricht.

8. Verfahren zur Steuerung einer hydraulischen Bremskraftverstärkung einer Bremsdruck-Steuereinrichtung insbesondere nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß ein Ansteuerpunkt, bei welchem ein Hydroaggregat (17) zur Verstärkung des Bremsdrucks aktiviert und/oder deaktiviert wird, unter Berücksichtigung der zeitlichen Ableitung eines Hauptzylinderdrucks und des Differenzdrucks zwischen dem Druck in einer Unterdruckkammer (105) und/oder einer Arbeitskammer (110) eines pneumatischen Bremskraftverstärkers (14) und dem Umgebungsdruck ermittelbar ist.

9. Verfahren nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß ein Ansteuerpunkt, bei welchem das Hydroaggregat (17) aktiviert und/oder deaktiviert wird, unter Berücksichtigung des Differenzdrucks (Δp_{B0}) zwischen dem Druck in der Arbeitskammer (110) oder dem Druck in der Unterdruckkammer (105) und dem

Umgebungsdruck bei unbetätigtem Bremspedal ermittelt wird.

10. Verfahren nach einem der Ansprüche 8 oder 9, dadurch gekennzeichnet, daß ein Ansteuerpunkt, bei welchem das Hydroaggregat (17) aktiviert und/oder deaktiviert wird, unter Berücksichtigung der zeitlichen Ableitung ($d p_{HZ}/dt$) des Hauptzylinderdrucks, des Differenzdrucks (Δp_{B0}) zwischen dem Druck in der Arbeitskammer (110) und dem Umgebungsdruck bei unbetätigtem Bremspedal, sowie der zeitlichen Ableitung ($d\Delta p_B/dt$) des Differenzdrucks zwischen dem Druck in der Arbeitskammer und dem Umgebungsdruck ermittelt wird.

11. Verfahren nach einem der Ansprüche 8 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß ein Ansteuerpunkt, bei welchem das Hydroaggregat aktiviert und/oder deaktiviert wird, zusätzlich zur Berücksichtigung der zeitlichen Ableitung ($d p_{HZ}/dt$) des Hauptbremszylinderdrucks und des Differenzdrucks (Δp_{B0}) zwischen dem Druck in der Arbeitskammer (110) und dem Umgebungsdruck bei unbetätigtem Bremspedal, unter Berücksichtigung einer berechneten zeitlichen Ableitung ($d\Delta p_B/dt$) des Differenzdrucks zwischen dem Druck in der Arbeitskammer (110) und dem Umgebungsdruck aus Kenntnis der Vakuumverstärker-Charakteristik, der zeitlichen Ableitung ($d p_{HZ}/dt$), der Bremsdauer (t) und des Differenzdrucks (Δp_{B0}) ermittelt wird.

12. Verfahren nach einem der Ansprüche 8 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß der Ansteuerpunkt zur Aktivierung des Hydroaggregats (17) bei Verwendung des Differenzdrucks zwischen dem Druck in der Arbeitskammer und dem Umgebungsdruck als Hauptzylinderdruck-Schwellenwert ($p_{HZ_Schwell}$) gemäß einer Formel der Form

$$p_{HZ_Schwell} = p_{HZ1} - k_1 \cdot (d p_{HZ}/dt) + k_2 \cdot \Delta p_{B0} - k_3 \cdot f(\Delta p_B, d\Delta p_B/dt),$$

und bei Verwendung des Differenzdrucks zwischen dem Druck in der Unterdruckkammer und dem Umgebungsdruck als Hauptzylinderdruck-Schwellenwert gemäß einer Formel der Form

$$p_{HZ_Schwell} = p_{HZ1} - k_1 \cdot (d p_{HZ}/dt) + k_2 \cdot \Delta p_{B0} - k_3 \cdot f(p_{HZ}, d p_{HZ}/dt, t_{Brems}, \Delta t_{Brems}),$$

ermittelt wird, wobei p_{HZ1} , k_1 , k_2 und k_3 zu ermittelnde Systemkonstanten sind und $f(\Delta p_B, d\Delta p_B/dt)$, $f(p_{HZ}, d p_{HZ}/dt, t_{Brems}, \Delta t_{Brems})$ Systemfunktionen sind.

13. Verfahren nach einem der Ansprüche 8 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß der Ansteuerpunkt zur Deaktivierung des Hydroaggregats als Hauptzylinderdruck-Schwellenwert ($p_{HZ_Schwell}$) gemäß einer Formel der Form

$$p_{HZ_Schwell} = p_{HZ2} - k_4 \cdot (d p_{HZ}/dt) + k_5 \cdot \Delta p_{B0}$$

ermittelt wird, wobei (k_4 , k_5) Systemkonstanten darstellen.

14. Verfahren nach einem der Ansprüche 8 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß der Hauptzylinderdruck-Schwellenwert für die Aktivierung des Hydroaggregats demjenigen für die Deaktivierung entspricht.

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

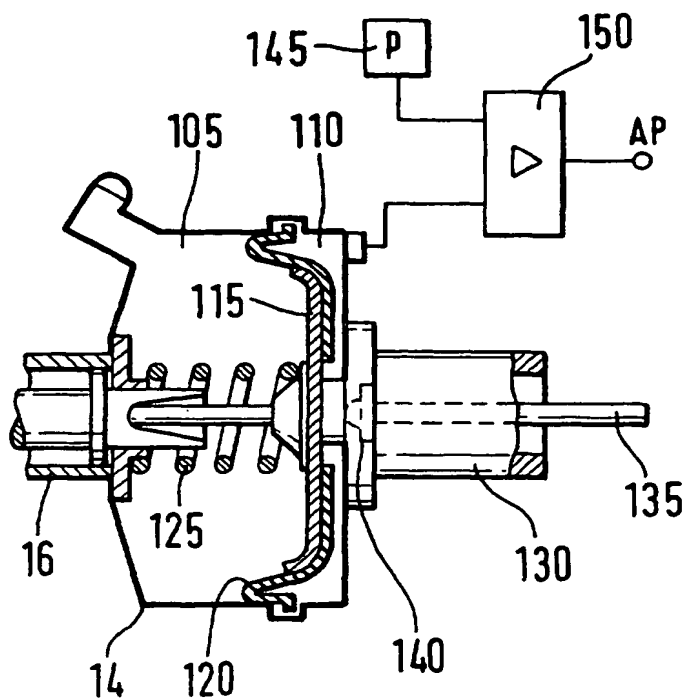


FIG. 3a

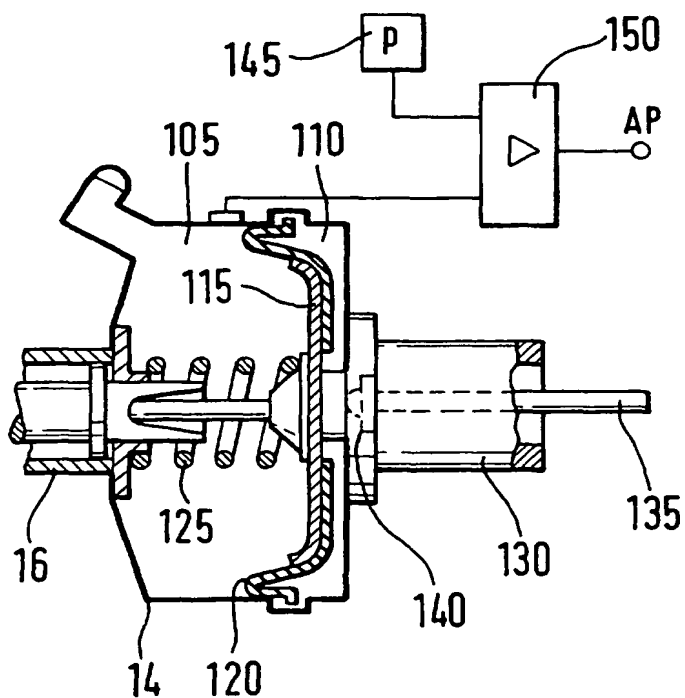


FIG. 3b

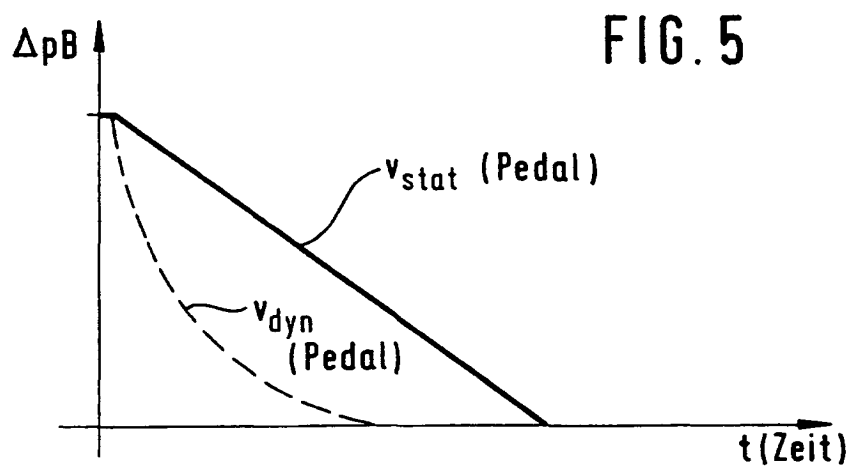
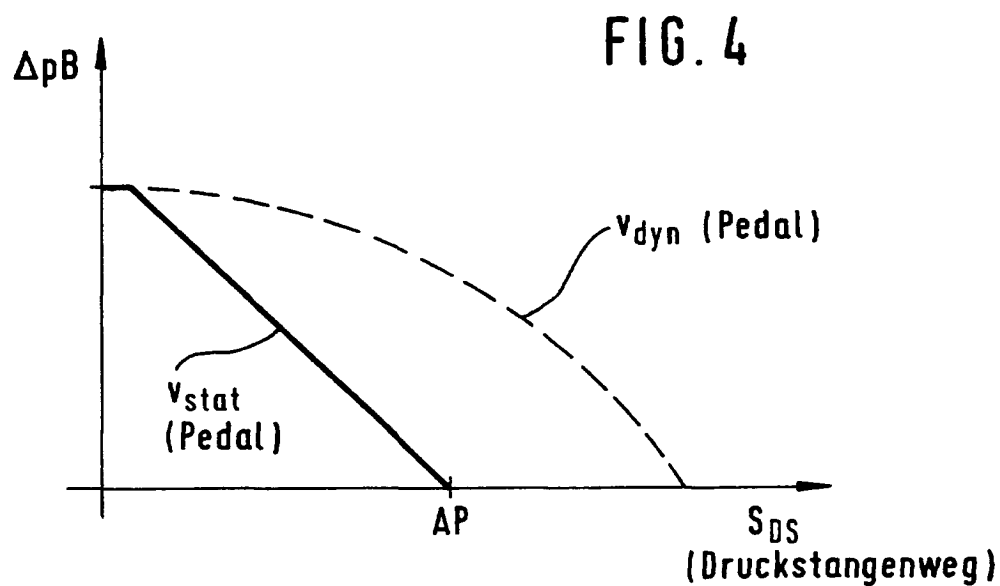


FIG. 1

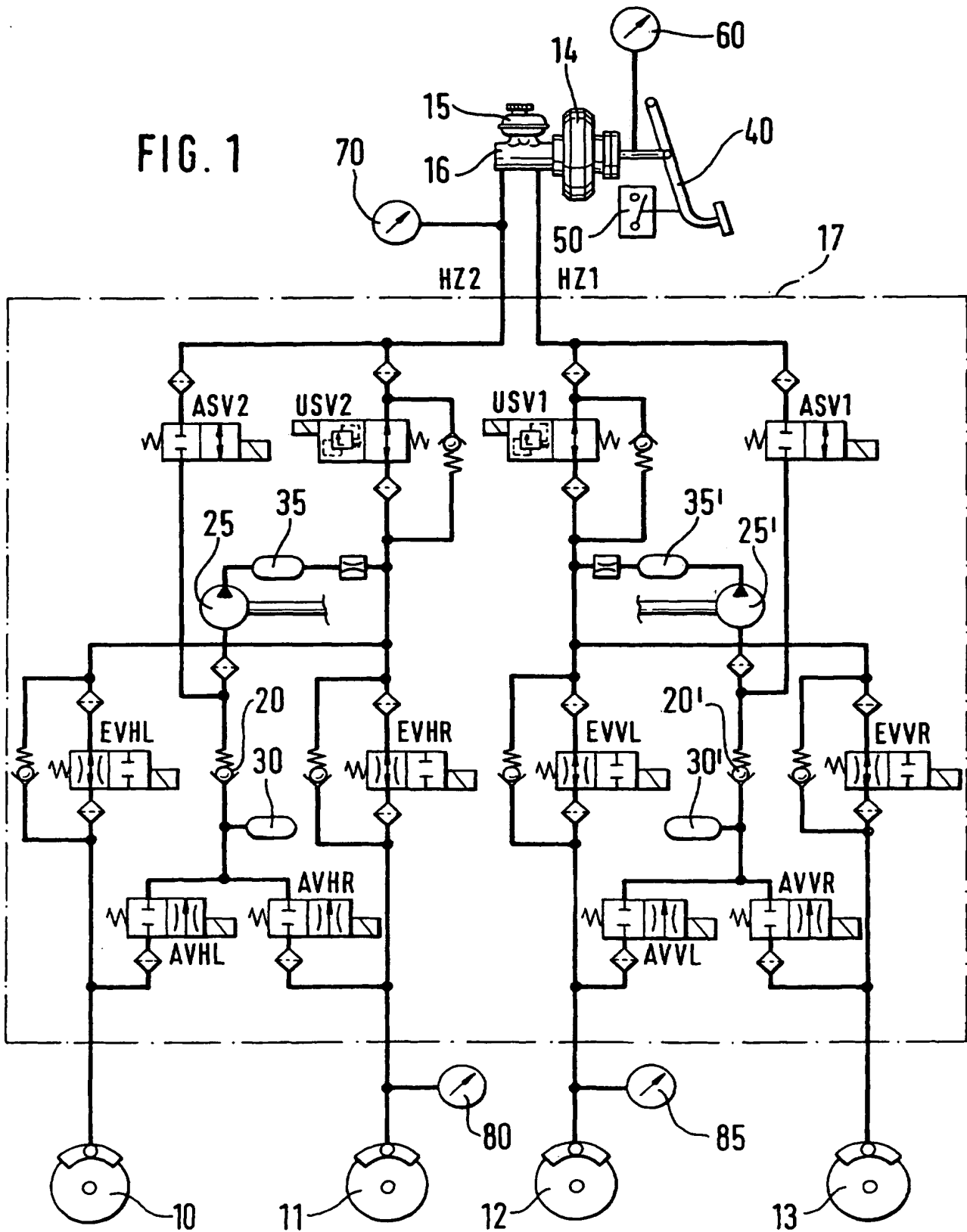


FIG. 2

